

Ссылка на статью

// Машины и Установки: проектирование,  
разработка и эксплуатация.

МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Электрон. журн. 2016. № 06. С. 1–26.

DOI: [10.7463/aplts.0616.0853436](https://doi.org/10.7463/aplts.0616.0853436)

Представлена в редакцию: 15.11.2016

Исправлена: 29.11.2016

© МГТУ им. Н.Э. Баумана

УДК 5438 + 541.13

## **Электропневматическая система управления с гидравлическим позиционированием исполнительного двигателя**

Пильгунов В. Н.<sup>1</sup>, Ефремова К. Д.<sup>1,\*</sup>

[\\*efremova.k.d@gmail.com](mailto:efremova.k.d@gmail.com)

<sup>1</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

---

Предложена методика расчета просадки поршня пневмоцилиндра при останове и удержании нагрузки, имеющей в своем составе все виды ее составляющих: постоянной (обусловленной массой груза при вертикальном расположении оси пневмоцилиндра или постоянным усилием подачи при ее горизонтальном расположении), позиционной, скоростной и инерционной. Исследовано влияние различных факторов на величину просадки поршня: его начального положения, величины постоянной составляющей в момент останова поршня, относительного изменения постоянной составляющей период удержания нагрузки, значения атмосферного давления и рабочей площади поршня. Представлены графики зависимости просадки поршня от упомянутых выше факторов. Расчеты выполнены на примере исследования просадки поршня пневмоцилиндра типоразмера 32/16-200. Проведен эксперимент на базе этого пневмоцилиндра, результаты которого хорошо согласуются с результатами расчета. Для устранения просадки поршня разработана схема и предложена конструкция пневмопривода с гидравлическим позиционированием поршня пневмоцилиндра посредством гидроцилиндра, шток которого связан со штоком пневмоцилиндра жесткой траверсой, а полости гидроцилиндра позиционера могут быть заперты или закольцованы посредством крана с электромагнитным управлением. В дискретном пневмоприводе работа гидравлического позиционера обеспечивается программируемым логическим контроллером. В электропневматической следящей системе управления контроллер выполняет функцию цифрового дискриминатора, одновременно обеспечивая работу позиционера. Экспериментальные исследования выполнены на физическом макете электропневматической системы с цифровым управлением. Представлены программы работы контроллера и фотографии физического макета.

**Ключевые слова:** просадка поршня пневмоцилиндра, гидравлический позиционер поршня пневмоцилиндра, следящий пневмопривод, цифровое управление следящим пневмоприводом

---

## **Введение**

В настоящее время электропневматические системы управления широко используются в промышленности в случае, когда от исполнительного двигателя не требуются большие усилия для преодоления нагрузки, высокая точность позиционирования и отсут-

ствие просадки поршня при его останове и удержании нагрузки. Такие системы имеют в своем составе пневмопривод и устройства управления пневмоприводом [1]. В свою очередь, структурно пневмопривод можно изобразить как совокупность подсистем – энергетической, управляющей и исполнительной [2]:

- энергетическая подсистема преобразует механическую энергию приводного двигателя компрессора в механическую энергию потока сжатого воздуха;
- управляющая подсистема распределяет поток мощности между исполнительными двигателями, изменяет направление потока и величину массового расхода сжатого воздуха;
- исполнительная подсистема преобразует механическую энергию потока сжатого воздуха в механическую работу исполнительного двигателя по преодолению нагрузки.

Устройства управления пневмоприводом включают в себя логико-вычислительную и информационную подсистемы, в составе которых присутствуют сигнальные элементы (путевые выключатели, реле давления, датчики положения, датчики давления), программируемый логический контроллер (или командоаппарат) и электромеханические преобразователи (дискретные или пропорциональные), используемые для управления пневматическими распределителями.

Для обеспечения возвратно-поступательного движения нагрузки используются дифференциальные пневмоцилиндры, пневмоцилиндры с проходным штоком или бесштоковые пневмоцилиндры. В отличие от рабочего тела гидропривода (капельной жидкости) [7, 8], физические свойства которой, в частности плотность и вязкость, в малой степени зависят от давления, рабочее тело пневмопривода (сжатый воздух) является упругой (сжимаемой) средой, что определяет ряд особенностей пневмопривода [3, 4, 5]:

- накопленная энергия давления рабочего тела в нештатных условиях эксплуатации пневмопривода может превратиться в кинетическую энергию, присоединенной к исполнительному двигателю массы, и вызвать ударные нагрузки;
- исполнительный двигатель, в рассматриваемом случае пневмоцилиндр, в схеме разомкнутого пневмопривода в режиме останова и удержания нагрузки не обеспечивает ее заданное позиционирование при внешних возмущающих воздействиях;
- пневматические емкости (ресиверы), при значении произведения избыточного давления в емкости на ее объем  $p_{изб}V \geq 1 \times 10^5 \text{ кПа} \cdot \text{м}^3$ , относятся к категории сосудов высокого давления, требуют государственную регистрацию в органах технадзора и регламентное техническое обслуживание;
- значительная зависимость плотности сжатого воздуха от давления усложняет расчет и прогнозирование статических и динамических характеристик пневмопривода.

В данной статье предложена методика оценки численного значения просадки поршня при удержании нагрузки и рассмотрена возможность повышения точности позиционирования и снижения уровня внешнего воздействия среды [6] путем использования пневмопривода с гидравлическим позиционированием исполнительного двигателя.

## Методика оценки просадки поршня пневмоцилиндра в режиме останова и удержания нестационарной нагрузки

Динамику пневмоцилиндра, преодолевающего нагрузку  $P$  со всеми видами ее составляющих, представим уравнением

$$P = P_0 + K_x X + K_v dX/dt + K_a d^2X/dt^2, \quad (1)$$

где  $P_0$  – постоянная составляющая;  $K_x$ ,  $K_v$ ,  $K_a$ , соответственно, коэффициенты передачи позиционной, скоростной и инерционной составляющих;  $X$  – позиция поршня (все единицы измерения физических величин соответствуют системе СИ). В физическом макете пневмопривода позиционная составляющая была представлена пружиной с жесткостью  $C_{пр.} = K_x$ , скоростная составляющая определялась силами трения в уплотнениях пневмоцилиндра и гидравлическим сопротивлением магистралей. Инерционная составляющая характеризуется присоединенной массой нагрузки.

Величина просадки поршня  $dX$  в режиме его останова в заданной позиции  $X_0$  и удержания изменившейся во времени по величине и знаку нагрузки, в условиях полной герметичности уплотнения поршня и пневматического распределителя связана с нагрузкой уравнениями:

$$P = P_0 + dP_0 + K_x(X_0 - dX), \quad (2)$$

в случае увеличения значения постоянной составляющей нагрузки, и

$$P = P_0 - dP_0 + K_x(X_0 + dX), \quad (3)$$

в случае ее уменьшения, где  $P_0$  – значение постоянной составляющей нагрузки в момент останова,  $dP_0$  – абсолютное приращение постоянной составляющей нагрузки за время ее удержания в позиции  $X_0$ ,  $dX$  – абсолютная величина просадки поршня. Знак просадки поршня в уравнениях (2) и (3) определяется знаком приращения нагрузки  $dP_0$ :

$$\text{при } dP_0 > 0, dX < 0$$

и наоборот,

$$\text{при } dP_0 < 0, dX > 0.$$

При медленном (безударном) увеличении постоянной составляющей нагрузки (или внешнего возмущающего воздействия) процесс изменения состояния сжатого воздуха в нагруженной полости пневмоцилиндра близок к *изотермическому* и соответствует уравнению Менделеева - Клапейрона [5, 9.10]:

$$p_1 V_{m1} = p_2 V_{m2} = \text{inv.}, \quad (4)$$

где  $p_1$  – начальное абсолютное давление в полости пневмоцилиндра в момент останова поршня;  $V_{m1}$  – начальный удельный объем полости пневмоцилиндра;  $p_2$  – абсолютное давление в полости пневмоцилиндра после просадки поршня при добавленной нагрузке  $dP = dP_0 - K_x dX$ ;  $V_{m2}$  – конечный удельный объем полости пневмоцилиндра при просадке поршня. Абсолютное давление в разгруженной полости пневмоцилиндра в момент останова и удержания нагрузки принимается неизменным и равным атмосферному.

При быстром (ударном) увеличении постоянной составляющей нагрузки процесс изменения состояния сжатого воздуха близок к адиабатическому [10...15] и соответствует уравнению:

$$p_1 V_{m1}^k = p_2 V_{m2}^k = \text{inv.}, \quad (5)$$

где  $k = 1,4$  – показатель адиабаты.

Оценим значения абсолютных давлений  $p_1$  и  $p_2$  при увеличении нагрузки  $dP_0 > 0$ :

$$p_1 = (P_0 + K_x X_0)/S + p_{\text{атм}}; \quad (6)$$

$$p_2 = [P_0 + dP_0 + K_x(X_0 - dX)]/S + p_{\text{атм}}.$$

где  $S$  – рабочая площадь поршня в нагруженной полости пневмоцилиндра.

Начальное и конечное значения удельных объемов поршневой полости пневмоцилиндра будут соответственно определяться равенствами

$$V_{m1} = S X_0 \text{ и } V_{m2} = S(X_0 - dX).$$

Введем понятия относительных (безразмерных) приращений постоянной составляющей нагрузки  $\delta P_0 = dP_0 / P_0$  и просадки поршня  $\delta X = dX / X_0$  в момент останова поршня и удержания нагрузки.

Подстановка полученных выражений абсолютных давлений в нагруженной полости пневмоцилиндра и удельных объемов этой полости, с учетом введенных понятий относительной просадки поршня и безразмерного приращения постоянной составляющей нагрузки, приводит уравнение (2) к виду:

$$(K_x X_0 / P_0) (\delta X)^2 - (1 + \delta P_0 + 2K_x X_0 / P_0 + p_{\text{атм.}} S / P_0) \delta X + \delta P_0 = 0, \quad (7)$$

что соответствует квадратному уравнению в стандартном виде

$$A(\delta X)^2 - B\delta X + C = 0, \quad (8)$$

а коэффициенты определяются равенствами

$$A = K_x X_0 / P_0;$$

$$B = 1 + \delta P_0 + 2K_x X_0 / P_0 + p_{\text{атм.}} S / P_0;$$

$$C = \delta P_0.$$

Уравнение (8) имеет два корня:

$$(\delta X_1) = \frac{-B + \sqrt{D}}{2A} \text{ и } (\delta X_2) = \frac{-B - \sqrt{D}}{2A}, \quad (9)$$

где  $D = B^2 - 4AC$  – дискриминант. Если  $D > 0$ , то уравнение имеет два вещественных корня; при  $D = 0$  уравнение имеет два одинаковых вещественных корня, а при  $D < 0$  оба корня – комплексные числа.

Уравнение (8) имеет многофакторные коэффициенты, которые зависят от заданной позиции поршня  $X_0$  в момент его останова и удержания нагрузки, начального значения постоянной составляющей нагрузки  $P_0$  в момент останова поршня, относительного приращения нагрузки  $\delta P_0$  за время ее удержания, жесткости позиционной составляющей нагрузки  $K_x$ , рабочей площади поршня  $S$  и величины атмосферного давления  $p_{\text{атм.}}$

В случае отсутствия позиционной составляющей нагрузки  $K_x = 0$  квадратное уравнение (8) становится уравнением первого порядка  $B\delta X - C = 0$  и коэффициент  $B$  принимает значение  $B = 1 + \delta P_0 + p_{\text{атм.}} S/P_0$ .

В случае уменьшения постоянной составляющей нагрузки в момент ее удержания  $\delta P_0 < 0$ , и сохранения знака позиционной составляющей нагрузки, уравнение динамики (7) принимает вид:

$$(K_x X_0/P_0) (\delta X)^2 + (1 - \delta P_0 + 2 K_x X_0/P_0 + p_{\text{атм.}} S/P_0) \delta X - \delta P_0 = 0. \quad (10)$$

Исследуем влияние каждого из факторов на величину просадки поршня при его останове и удержании нагрузки, при этом факторы рассматриваем как независимые и их взаимное влияния на величину просадки поршня отсутствует.

#### **А. Влияние заданной позиции поршня $X_0$ на величину его просадки**

Примем нижеследующие исходные данные для расчета просадки поршня:

- наибольшее значение избыточного давления питания пневмопривода  $p_0 = 0,8$  МПа;
- атмосферное давление  $p_{\text{атм.}} = 0,0981$  МПа;
- наибольшее значение постоянной составляющей нагрузки  $P_{0 \text{ наиб.}} = 600$  Н;
- полный ход поршня пневмоцилиндра  $X_{\text{наиб.}} = 0,5$  м;
- наибольшее значение позиционной составляющей нагрузки  $K_x X_{\text{наиб.}} = 0,5 P_{0 \text{ наиб.}} = 300$  Н;
- наибольшее значение коэффициента передачи позиционной составляющей нагрузки

$$K_x = 0,5 P_{0 \text{ наиб.}}/X_{\text{наиб.}} = 600 \text{ Н/м};$$

- наибольшее суммарное значение скоростной и инерционной составляющих нагрузки

$$(K_v dX/dt + K_a d^2X/dt^2)_{\text{наиб.}} = 0,1 P_{0 \text{ наиб.}} = 60 \text{ Н}.$$

Таким образом, наибольшее значение нагрузки на штоке пневмоцилиндра оценивается величиной  $P_{\text{наиб.}} = 960$  Н.

Определим требуемую рабочую площадь поршня пневмоцилиндра при заданном давлении питания:  $S = P_{\text{наиб.}}/p_0 = 1,2 \times 10^{-3} \text{ м}^2$ .

Для дифференциального пневмоцилиндра диаметр поршня, соответствующий потребной площади поршня  $d = 0,039$  м.

Принимаем диаметр поршня, соответствующий нормальному ряду диаметров:  $d = 0,04$  мм, при этом, скорректированная рабочая площадь поршня пневмоцилиндра имеет значение  $S = 1,26 \times 10^{-3} \text{ м}^2$ .

*Зададим константы уравнения (7):*

$$\delta P_0 = 0,2; p_{\text{атм.}} = 0,0981 \text{ МПа}; S = 1,26 \times 10^{-3} \text{ м}^2.$$

*Факторы-инварианты:* начальное значение постоянной составляющей нагрузки  $P_0$  и коэффициент передачи позиционной составляющей нагрузки  $K_x$ .

Результаты расчета просадки поршня, выполненного в соответствии с равенствами (7) и (10) представлены на графиках рис. 1 (а, б, в). Пунктирные линии соответствуют уменьшению постоянной составляющей нагрузки  $dP_0 < 0$ .

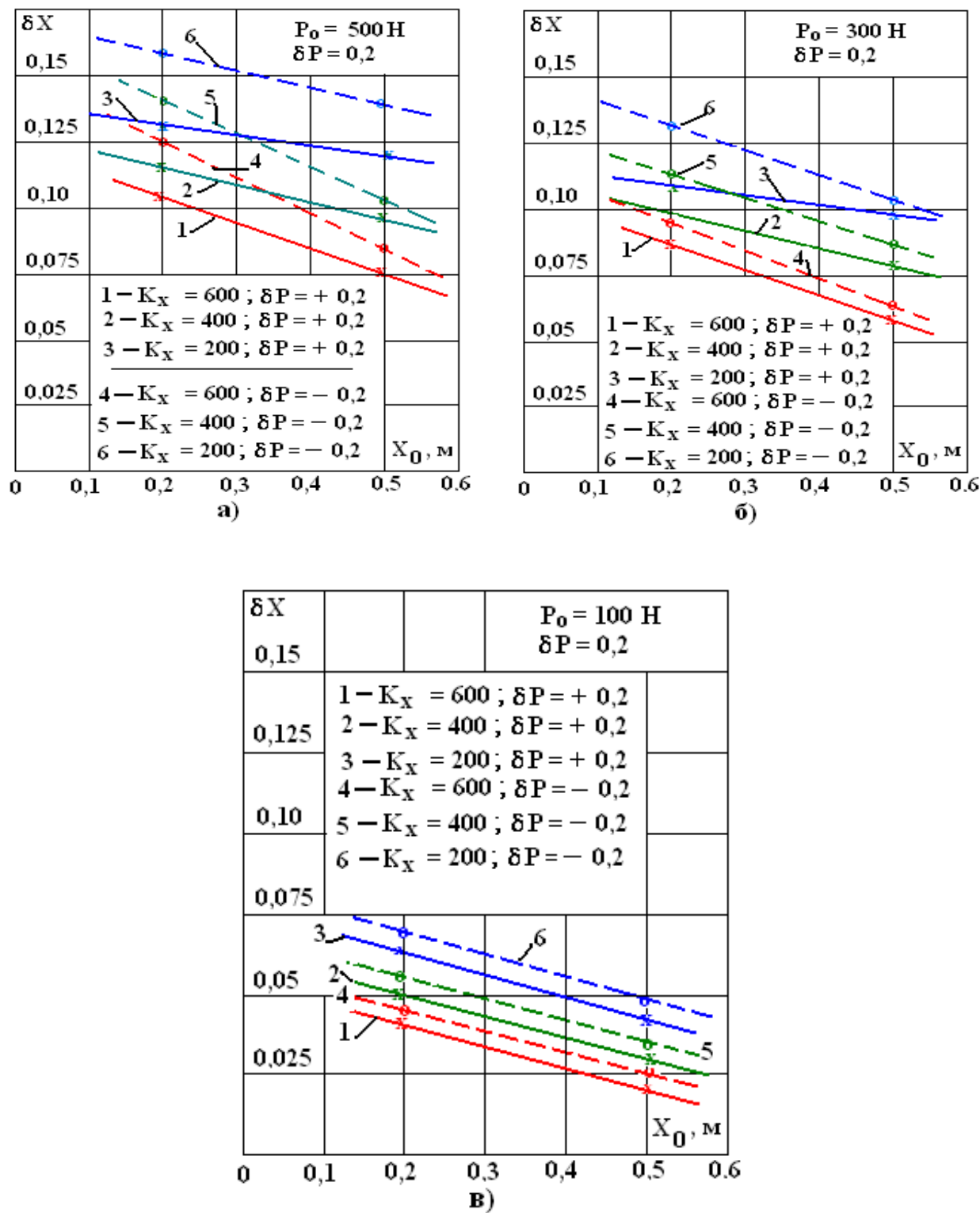


Рис. 1. Зависимость просадки поршня пневмоцилиндра от его заданной позиции

## Б. Влияние коэффициента передачи позиционной составляющей нагрузки $K_x$ на величину просадки поршня

Исходные данные соответствуют условиям, заложенным в исследование влияния заданной позиции поршня на его просадку (А).

Зададим константы уравнения (7):

$$\delta P_0 = 0,2; p_{\text{атм.}} = 0,0981 \text{ МПа}; S = 1,26 \times 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Факторы-инварианты: начальные значения постоянной составляющей нагрузки  $P_0$  и заданной позиции поршня  $X_0$ .

Результаты расчета просадки поршня представлены на графиках рис. 2 (а, б, в).

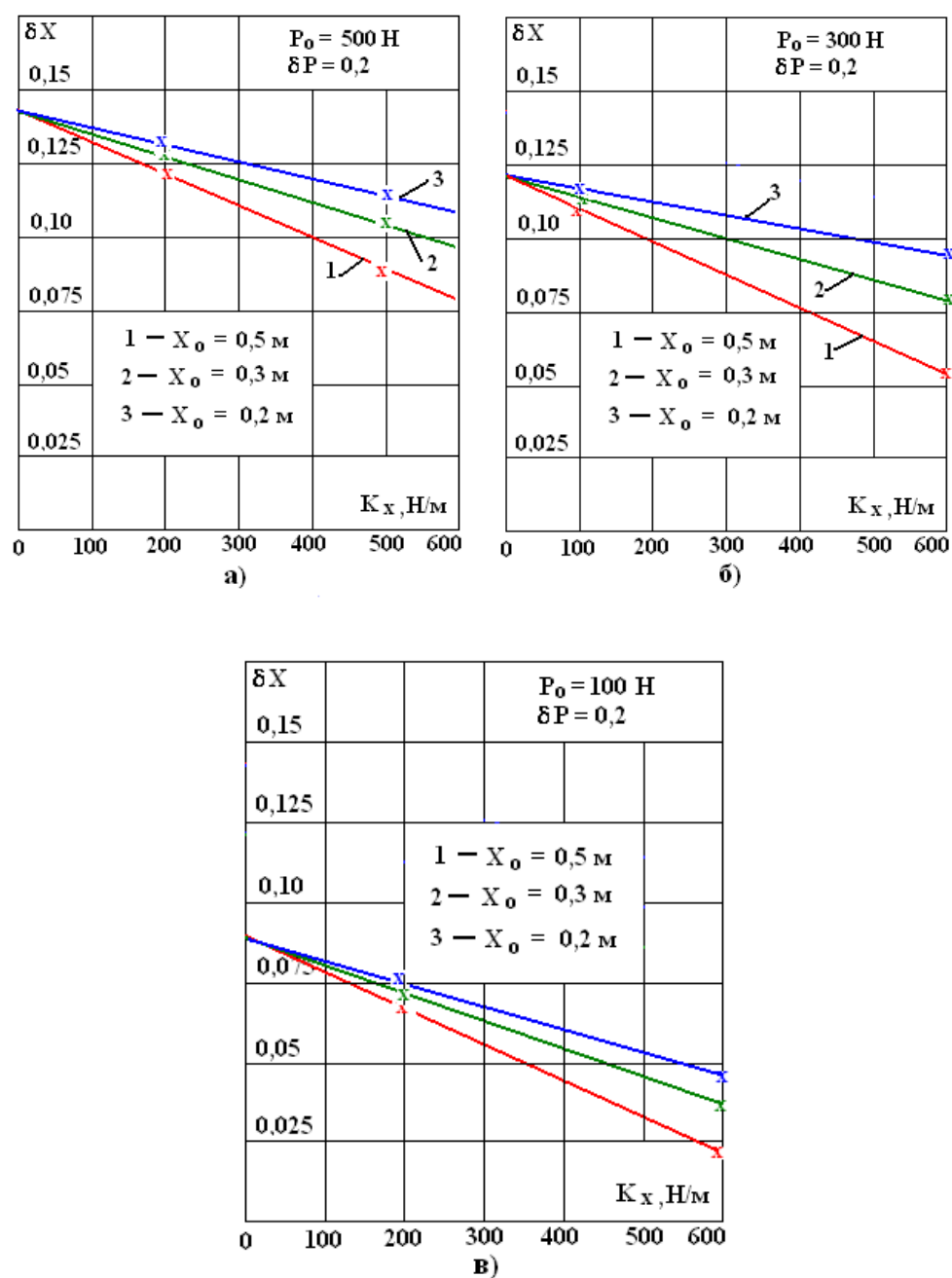


Рис. 2. Зависимость просадки поршня пневмоцилиндра от жесткости позиционной составляющей нагрузки

## В. Влияние относительного приращения постоянной составляющей нагрузки $\delta P_0$ на величину просадки поршня

Зададим константы уравнения (7):

$$X_0 = 0,4 \text{ м}; K_x = 400 \text{ Н/м}; p_{\text{атм.}} = 0,0981 \text{ МПа}; S = 1,26 \times 10^{-3} \text{ м}^2.$$

*Фактор-инвариант*: начальное значение постоянной составляющей нагрузки  $P_0$ . Результаты расчета просадки поршня представлены на графике рис. 3.

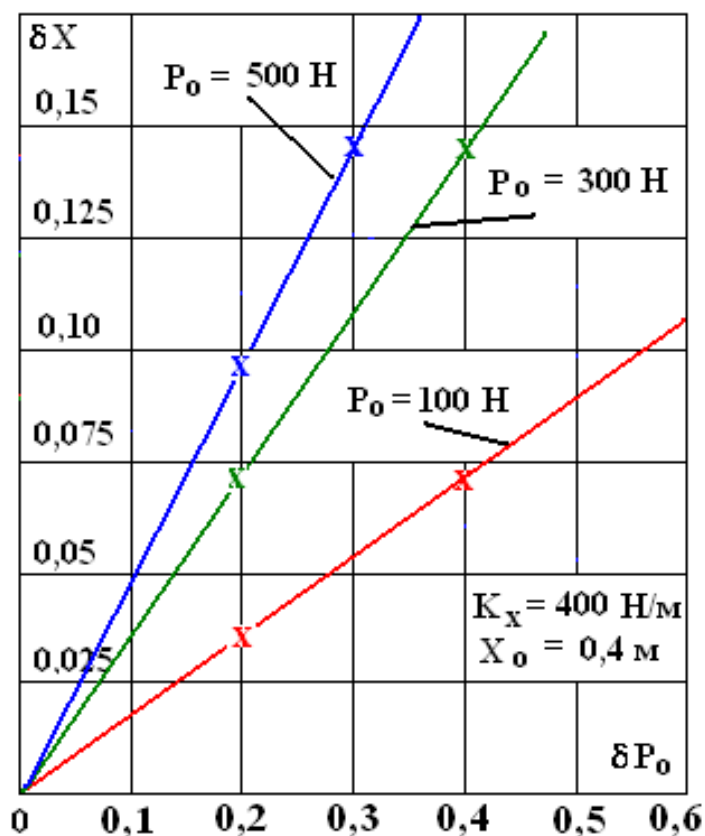


Рис. 3. Влияние относительного приращения постоянной составляющей нагрузки на величину просадки поршня пневмоцилиндра

## Г. Влияние атмосферного давления $p_{\text{атм.}}$ на величину просадки поршня

Зададим константы уравнения (7):

$$X_0 = 0,4 \text{ м}; K_x = 400 \text{ Н/м}; \delta P_0 = 0,3; S = 1,26 \times 10^{-3} \text{ м}^2.$$

*Фактор-инвариант*: начальное значение постоянной составляющей нагрузки  $P_0$ . Результаты расчета просадки поршня представлены на графике рис. 4.



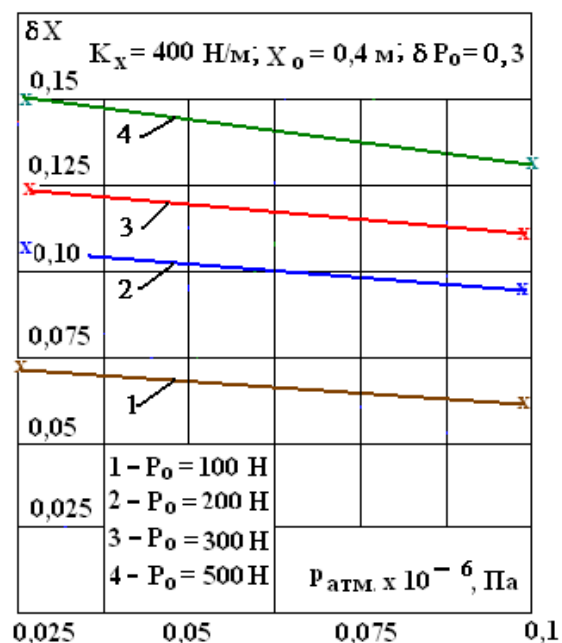


Рис. 4. Зависимость величины просадки поршня пневмоцилиндра от атмосферного давления

#### Д. Влияние рабочей площади поршня $S$ на величину просадки поршня.

Зададим константы уравнения (7):

$$X_0 = 0,4 \text{ м}; K_x = 400 \text{ Н/м}; \delta P_0 = 0,3; p_{atm.} = 0,0981 \text{ МПа.}$$

Фактор-инвариант: начальное значение постоянной составляющей нагрузки  $P_0$ .

Результаты расчета просадки поршня представлены на графике рис. 5.

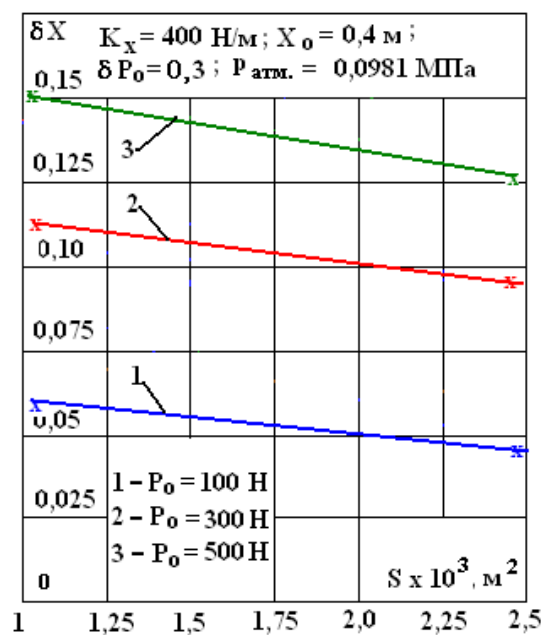


Рис. 5. Влияние рабочей площади поршня пневмоцилиндра на его просадку

### Частные выводы по результатам расчета

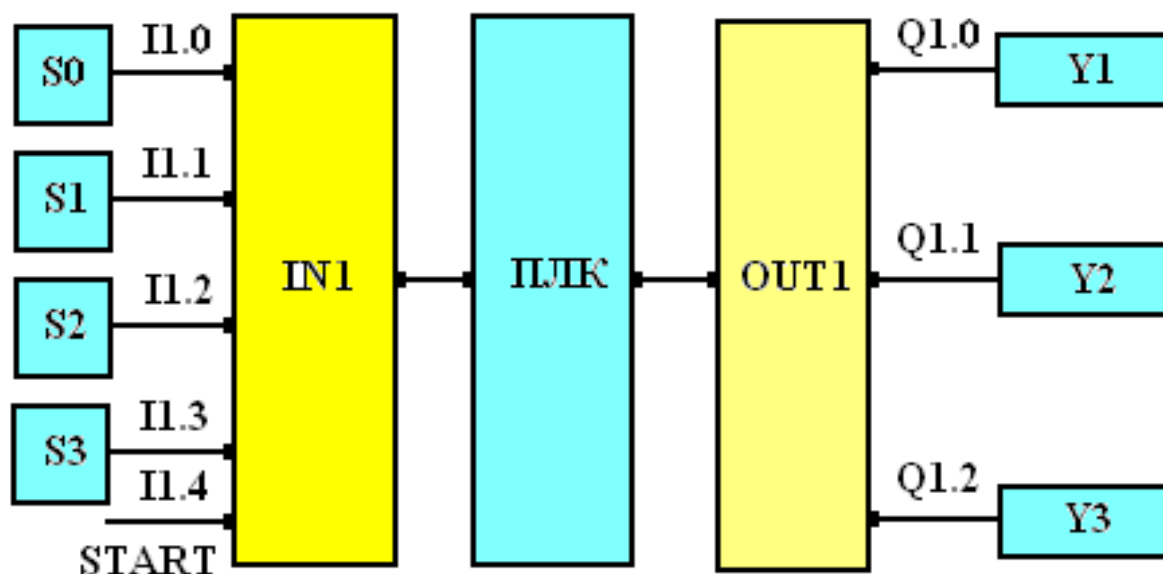
1. Увеличение значения заданной позиции поршня  $X_0$  приводит к уменьшению значения его просадки  $\delta X$ . Позиционная составляющая нагрузки  $K_x X_0$ , присутствующая в уравнении динамики (7) со знаком минус, уменьшает просадку поршня.
2. Повышение коэффициента передачи позиционной составляющей нагрузки  $K_x$  уменьшает величину просадки поршня.
3. Увеличение начального значения постоянной составляющей нагрузки  $P_0$  вызывает увеличение ее относительного приращения  $\delta P_0$ , что приводит к возрастанию просадки поршня.
4. Уменьшение величины атмосферного давления  $p_{\text{атм.}}$ , что характерно для пневматических систем управления малыми летательными аппаратами на больших высотах полета, не оказывает существенное влияние на величину просадки поршня: при уменьшении атмосферного давления в четыре раза, по отношению к его нормальному значению  $p_{\text{атм.}} = 0,0981$  МПа, просадка поршня возрастает на 15%.
5. Значение рабочей площади поршня  $S$ , при прочих равных значениях факторов, не существенно влияет на величину просадки поршня: двукратное увеличение площади приводит к уменьшению просадки поршня на 16%.

### Электропневматическая система управления с гидравлическим позиционированием поршня пневмоцилиндра

Существенное уменьшение просадки поршня пневмоцилиндра при удержании нагрузки возможно путем его гидравлического позиционирования посредством гидроцилиндра, шток которого соединен жесткой траверсой со штоком пневмоцилиндра. Конструктивная схема электропневматической системы управления с гидравлическим позиционированием поршня представлена на рис. 6.

Давление питания  $p_0$  из ресивера 1 объемом  $V$ , посредством направляющего распределителя 2 с электромагнитным дискретным управлением, поступает в поршневую полость дифференциального пневмоцилиндра 3. Штоки пневмоцилиндра и гидроцилиндра 4 позиционера соединены между собой жесткой траверсой 5. Полости гидроцилиндра позиционера могут быть закольцованы посредством крана 7 с электромагнитным дискретным управлением и регулируемых дросселей 8, 9. Для компенсации дифференциальности объемов поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра позиционера, а также восполнения возможных утечек и перетечек сжатого воздуха, установлен предварительно заряженный гидравлический аккумулятор 6. Дроссели 8, 9 могут быть использованы для увеличения скоростной составляющей нагрузки. Кран 10 предназначен для подключения гидравлического аккумулятора. Краны 11, 12 используются для удаления воздуха при заполнении гидросистемы рабочей жидкостью. Информация о положении поршня поступает от сигнальных элементов, в качестве которых могут быть использованы бесконтактные путевые выключатели  $S_0 \dots S_3$  или потенциометрический датчик положения с компаратором.





**Рис.7.** Структурная схема программного управления дискретной электропневматической системой

Дискретные выходы контроллера Q1.0...Q1.2 с блока выходов OUT1 управляют тяговыми электромагнитами Y1, Y2 пневматического распределителя и тяговым электромагнитом Y3 гидравлического крана позиционера (рис. 6). В программном режиме работы пневматической системы управления, при отсутствии электрического сигнала на любом из электромагнитов Y1 или Y2 включается электромагнит Y3, полости гидроцилиндра позиционера блокируются, что препятствует просадке поршня пневмоцилиндра при удержании возросшей нагрузки  $P_0 + dP_0$ . При наличии управляющего электрического сигнала на любом из электромагнитов Y1, Y2, электромагнит Y3 отключается, полости гидроцилиндра позиционера закольцовываются и поршень пневмоцилиндра приобретает свободу перемещения.

Временная диаграмма функционирования пневмоцилиндра и образец программы, написанной на языке программирования STL представлены в приложении 1.

В схеме следящего пневмопривода (рис. 8) дифференциальный пневмоцилиндр заменяется на пневмоцилиндр с проходным штоком или бесштоковый пневмоцилиндр с магнитной муфтой, а вместо направляющего пневматического распределителя используется дросселирующий распределитель с электромагнитным пропорциональным управлением [15]. Сигнал отрицательной обратной связи по положению поршня формируется потенциометрическим преобразователем.



Аналоговые управляющий сигнал  $U_{упр.}$  и сигнал обратной связи  $U_{ос}$  оцифровываются в аналого-цифровых преобразователях АЦП1 и АЦП2, а соответствующие им цифровые величины ЦВ1 и ЦВ2 сбрасываются в регистры Р1 и Р2 ПЛК. Разность этих цифровых величин в виде цифрового значения сигнала рассогласования  $ЦВ3 = ЦВ1 - ЦВ2$  составляет содержимое регистра Р3. Далее, цифро-аналоговый преобразователь ЦАП преобразует содержимое регистра Р3 в аналоговый электрический сигнал ЭВ, который усиливается усилителем мощности и, в зависимости от знака  $+ЭВ1$  или  $-ЭВ2$ , поступает на пропорциональные электромагниты пневматического распределителя. На программном уровне работы ПЛК, при выполнении условия равенства нулю содержимого регистра  $Р3 = 0$ , на выходе Q1.0 блока дискретных выходов OUT 1 формируется сигнал постоянного тока 24VDC, который поступает на тяговый электромагнит Y3 гидравлического крана, что приводит к запираанию полостей гидроцилиндра позиционера и блокировке поршня пневмоцилиндра. Если содержимое регистра Р3 принимает значение отличное от нуля  $Р3 \neq 0$ , то электромагнит Y3 отключается, полости гидроцилиндра позиционера закольцовываются, поршень пневмоцилиндра деблокируется и приобретает возможность движения со скоростью, определяемой знаком и величиной электрического сигнала ЭВ.

Программа работы ПЛК в режиме цифрового дискриминатора и управления позиционером, написанная на языке программирования STL, представлена в приложении 2.

### **Экспериментальное исследование пневмопривода с гидравлическим позиционированием**

Экспериментальная проверка адекватности расчетных соотношений, оценивающих просадку поршня при удержании нестационарной нагрузки, проводилась на дифференциальном пневмоцилиндре типоразмера 32/16–200, где 32 и 16, соответственно, диаметры поршня и штока в миллиметрах, 200 – ход поршня, мм.

Пневмоцилиндр был закреплен на фундаменте в вертикальном положении. Постоянная составляющая нагрузки  $P_0$  и добавленная нагрузка  $dP_0$  создавались массами эталонных дисков от грузопоршневого манометра. Позиционная составляющая нагрузки обеспечивалась пружинным нагрузителем с заданным коэффициентом жесткости  $K_x$ . Просадка поршня при удержании возросшей нагрузки измерялась механическим индикатором с разрешающей способностью 0,05 мм. Частичное уменьшение влияния сил трения в уплотнениях пневмоцилиндра, наблюдаемое по показаниям индикатора, осуществлялось посредством механических ударов по корпусу пневмоцилиндра.

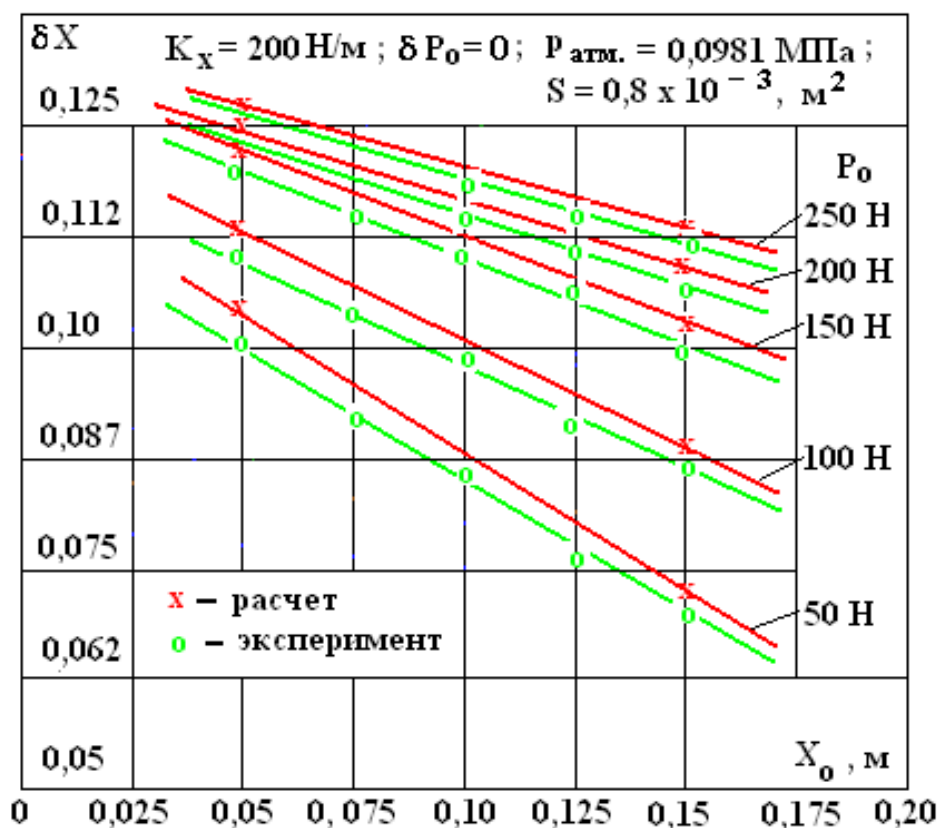
Результат измерения просадки поршня, в его сравнении с расчетными данными, представлен на графике рис. 10.

Расчетные данные были получены при следующих константах:

- рабочая площадь поршня:  $S = 0,804 \times 10^{-3} \text{ м}^2$ ;
- располагаемое давление питания пневмопривода:  $p_0 = 0,5 \text{ МПа}$ ;

- наибольшая нагрузка, преодолеваемая поршнем при располагаемом давлении питания:  $P_{\text{наиб.}} = p_0 \times S = 402 \text{ Н}$ ;
- наибольшее значение позиционной составляющей нагрузки:  
 $K_x X_{\text{наиб.}} = 0,1 P_{\text{наиб.}} = 40,2 \text{ Н}$ ;
- коэффициент позиционной составляющей нагрузки:  $K_x = 40,2 \text{ Н} / 0,2 \text{ м} = 201 \text{ Н/м}$ ;
- относительное приращение постоянной составляющей нагрузки:  $\delta P_0 = 0,2$ .

Несколько заниженное значение экспериментальных данных, по сравнению с расчетными, можно объяснить влиянием неучтенных при расчете сил трения в уплотнениях пневмоцилиндра.



**Рис. 10.** Влияние начальной позиции поршня на величину его просадки при удержании нагрузки (расчет, эксперимент)

Экспериментальное исследование работоспособности электропневматической системы управления с гидравлическим позиционированием проводилось на физическом макете, представленном на фото рис. 11, 12.

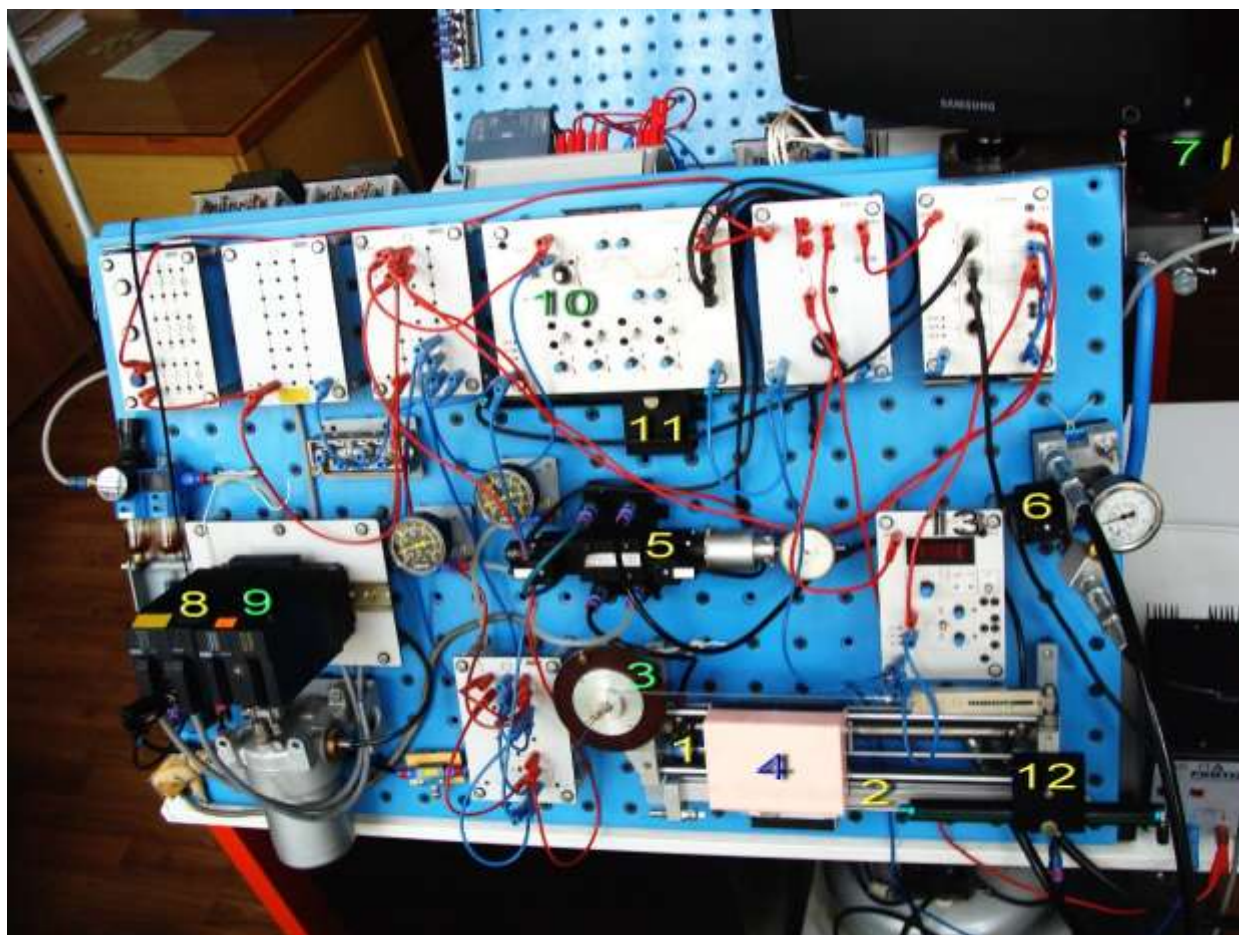
Постоянная составляющая нагрузки  $P_0$  и ее приращение  $dP_0$  задавались и измерялись рессорным динамометром. Позиционная составляющая нагрузки обеспечивалась пружинным нагрузителем с дисковым преобразователем (соотношение диаметров 1:3,5).



В качестве инерционной массы  $m = 6$  кг использовалась кассета, заполненная литым свинцом. Заданное положение поршня  $X_0$  измерялось цифровым индикатором. Просадка поршня определялась посредством потенциометрического датчика обратной связи и цифрового вольтметра: разрешающая способность измерительного канала составила 0,05 мм. В программном режиме работы пневмопривода позиции поршня задавались датчиком обратной связи, работающим совместно с электронным компаратором.

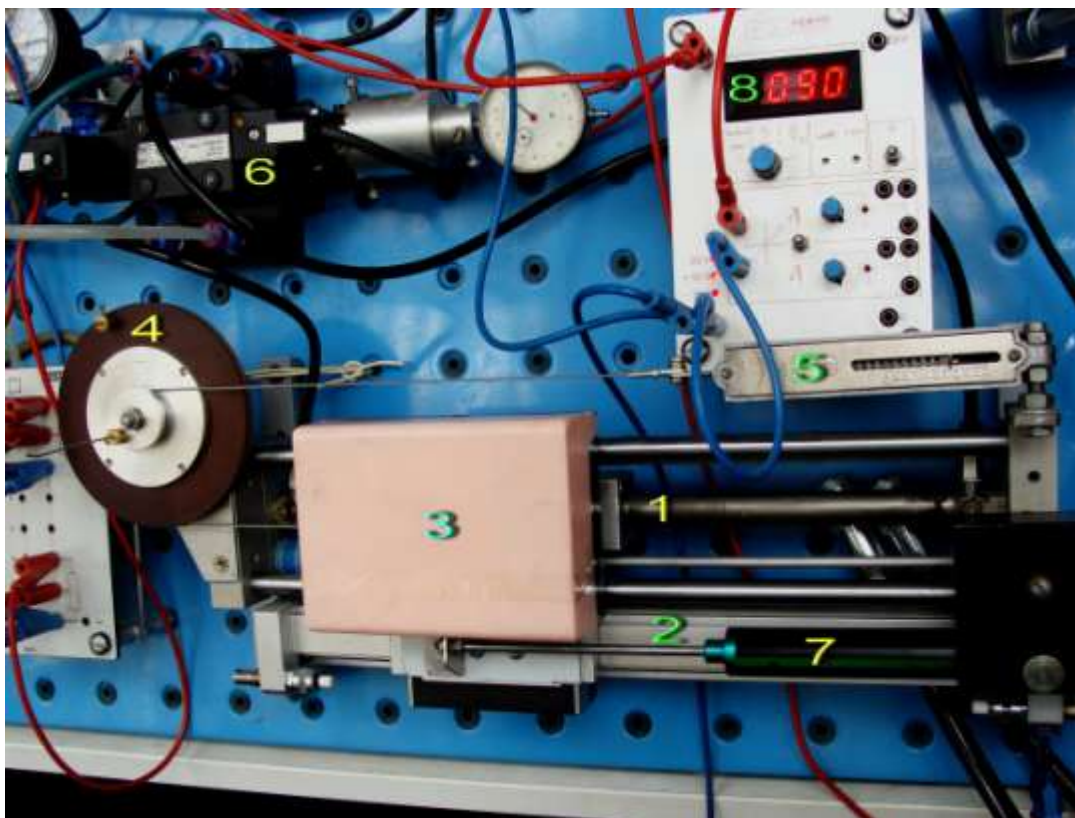
Позиции на фото рис. 11:

1 – пневмоцилиндр; 2 – гидроцилиндр позиционера; 3 – дисковый преобразователь пружинного нагружателя; 4 – инерционная масса; 5 – пневматический распределитель с электромагнитным пропорциональным управлением; 6 – кран кольцевания гидроцилиндра позиционера с электромагнитным дискретным управлением; 7 – гидравлический аккумулятор; 8 – программируемый логический контроллер; 9 – блок дискретных входов/выходов контроллера; 10 – электронный усилитель мощности; 11 – задающий линейный потенциометр; 12 – принимающий линейный потенциометр (датчик обратной связи).



**Рис 11.** Общий вид физического макета электропневматической системы управления с гидравлическим позиционированием





**Рис. 12.** Пневмоцилиндр с гидравлическим позиционером

Позиции на фото рис. 12:

1 – пневмоцилиндр; 2 – гидроцилиндр позиционера; 3 – инерционная масса; 4 – дисковый преобразователь пружинного нагружателя; 5 – пружинный нагружатель – динамометр; 6 – пневматический распределитель с электромагнитным пропорциональным управлением; 7 – потенциометрический датчик обратной связи; 8 – цифровой индикатор заданного положения поршня пневмоцилиндра.

### **Общие выводы по результатам исследования**

1. Численная оценка величины просадки поршня в режиме удержания нагрузки, выполненная по предлагаемой методике, хорошо согласуется с экспериментальными данными: небольшое расхождение результатов расчета и эксперимента можно объяснить неучтенным при расчете влиянием сил трения в уплотнениях пневмоцилиндра.
2. Предложенная схема гидравлического позиционирования поршня пневмоцилиндра в режиме останова и удержания возросшей нагрузки работоспособна в программном режиме управления дискретным пневмоприводом.
3. В следящем режиме работы пневматической системы управления гидравлическое позиционирование поршня, при нулевом значении сигнала рассогласования, обеспечивает более надежное удержание нагрузки, по сравнению с работой следящей

системы в режиме стабилизации при наличии внешнего возмущающего воздействия.

4. Задержка деблокировки поршня, обусловленная динамикой гидравлического позиционера с цифровым управлением, увеличивает запаздывание пневмопривода в следящем режиме

### Список литературы

1. Ефремова К.Д., Пильгунов В.Н. Физические основы пневматических систем: учеб. пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. 48 с.
2. Пильгунов В.Н., Ефремова К.Д. Гидропневматическая подвеска стабилизированной по горизонту грузовой платформы // Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. Электрон. журн. 2015. № 5. С. 13-32.  
DOI: [10.7463/aplts.0515.0821039](https://doi.org/10.7463/aplts.0515.0821039)
3. Нагорный В.С., Денисов А.А. Устройства автоматики гидро- и пневмосистем. М.: Высш. шк., 1991. 365 с.
4. Гудвин Г.К., Греббе С.Ф., Сальгадо М.Э. Проектирование систем управления: пер. с англ. М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2004. 911 с. [Goodwin G.C., Graebe S.F., Salgado M.E. Control system design. Upper Saddle River, L.: Prentice-Hall, 2001].
5. Арзуманов Ю.Л., Халатов Е.М., Чекмазов В.И., Чуканов К.П. Основы построения математических моделей функционирования устройств пневмоавтоматики: учеб. пособие. М.: Спектр, 2015. 130 с.
6. Ефремова К.Д., Пильгунов В.Н. Гидропневматическая подвеска горизонтальной балки грузовой платформы // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2014. № 6. С. 73-84.
7. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М.: Машиностроение, 1972. 320 с.
8. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
9. Пильгунов В.Н., Ефремова К.Д. Копирующий пневмопривод // Инженерный журнал: наука и инновации. Электрон. журн. 2013. № 4. С. 20. DOI: [10.18698/2308-6033-2013-4-686](https://doi.org/10.18698/2308-6033-2013-4-686)
10. Ефремова К.Д., Пильгунов В.Н. Следящий пневмопривод с цифровым управлением // Инженерный журнал: наука и инновации. Электрон. журн. 2013. № 4. С. 21.  
DOI: [10.18698/2308-6033-2013-4-687](https://doi.org/10.18698/2308-6033-2013-4-687)
11. Bauer W. Hydropneumatische Federungssysteme. B.; HdbI.; N.Y.: Springer, 2008. 218 p.

12. Moreau X., Nouillant C., Oustloup A. Global and local suspension controls applied to vehicle braking on roads // 2001 European Control Conference. ECC (Porto, Portugal, 4-7 Sept. 2001): Proc. Piscataway: IEEE, 2001. Pp. 3642-3647.
13. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184 с.
14. Deprez K., Maertens K., Ramon H. Comfort improvement by passive and semi-active hydropneumatic suspension using global optimization technique // American Control Conference 2002 (Anchorage, USA, May 8-10, 2002): Proc. Piscataway: IEEE, 2002. Vol. 2. Pp. 1497-1501.
15. Schumann A.R., Anderson R.J. Optimal control of an active anti roll suspension for an off-road utility vehicle using interconnected hydragas suspension units // Vehicle System Dynamics. 2002. Bd 37. Suppl. 1. Pp. 145-156. DOI: [10.1080/00423114.2002.1166228](https://doi.org/10.1080/00423114.2002.1166228)

## Приложение 1

### Программированная работа пневмоцилиндра с гидравлическим позиционированием

Временная диаграмма функционирования пневмоцилиндра представлена на рис. 13.

Позиции поршня представлены безразмерной величиной  $S$  в процентах от полного хода  $X_{\text{наиб}}$ . Как было упомянуто выше, позиции поршня пневмоцилиндра  $S1.0$ ,  $S1.1$ ,  $S1.2$  и  $S1.3$ , соответствующие значениям  $0S$ ,  $0,33S$ ,  $0,66S$ ,  $1S$  (рис. 6), задавались потенциометрическим датчиком обратной связи, работающим совместно с компаратором. Дискретный электромагнит  $Y1$  пневматического распределителя 7 обеспечивает прямой ход поршня, а электромагнит  $Y2$  – обратный. Электромагнит  $Y3$  переводит гидравлический кран позиционера в закрытую позицию и блокирует гидроцилиндр позиционера и связанный с ним пневмоцилиндр. Интегрирование программируемого логического контроллера в систему управления задает схему коммутации его дискретных входов  $I1.0...I1.4$  с выходами компаратора  $S1.0...S1.3$  и кнопкой пуск, а дискретных выходов – с электромагнитами  $Y1$ ,  $Y2$ ,  $Y3$ .

Входы контроллера:	Выходы контроллера:
$I1.0 \rightarrow S1.0$	$O1.0 \rightarrow Y1$
$I1.1 \rightarrow S1.1$	$O1.1 \rightarrow Y2$
$I1.2 \rightarrow S1.2$	$O1.2 \rightarrow Y3$
$I1.3 \rightarrow S1.3$	
$I1.4 \rightarrow$ кнопка «Пуск».	

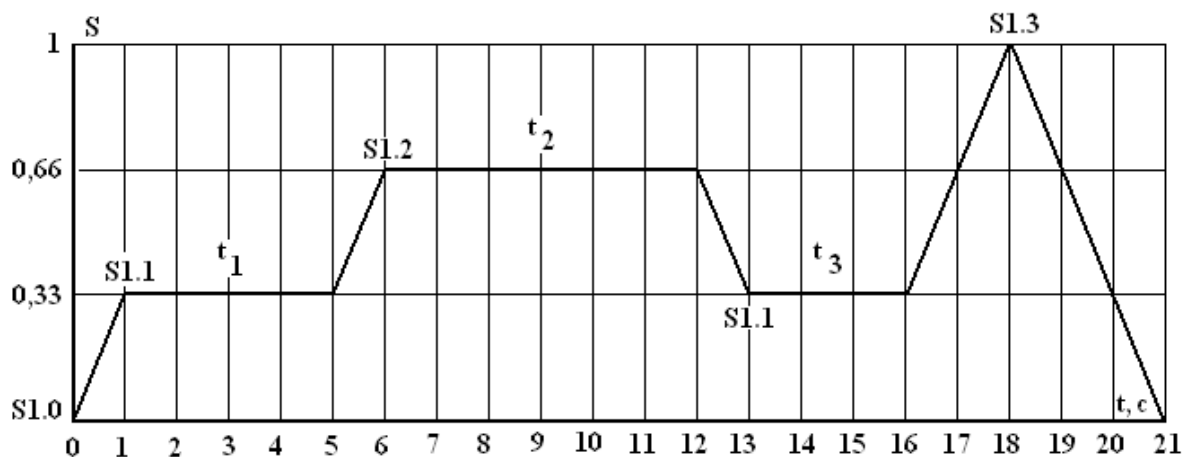


Рис. 13. Темпальная диаграмма функционирования пневмоцилиндра

Разработанная программа работы контроллера, написана на языке STL и приведена ниже.

000 PROGRAM PRIVOD 0.1 V0.3 *Комментарий к программе*

001 STEP1

002 THEN LOAD U2

Загрузка константы 2 в слово блока выходов 1,  
что соответствует 2<sup>1</sup> и включению выхода O1.1.

003 TO OW1

004 LOAD V4

Загрузка временных констант 4, 6, 3 в преселекторы  
таймера.

005 TO TP0

006 WITH SEC

Атрибут (размерность) временных констант - «сек».

007 LOAD V6

008 TO TP1

009 WITH SEC

010 LOAD V3

011 TO TP2

012 WITH SEC

013 STEP2

014 IF I1.0

Условие наличия исходной позиции поршня S1.0.

015 THEN RESET O1.1

Выключение электромагнита Y2, останов поршня.

016 SET O1.2	Включение электромагнита Y3, блокировка поршня.
017 STEP3	
018 IF I1.0	Условие наличия исходной позиции поршня S1.0.
019 AND I1.4	и наличия команды «ПУСК».
020 THEN RESET O1.2	Выключение электромагнита Y3, деблокировка поршня.
021 SET O1.0	Включение электромагнита Y1, прямой ход поршня.
022 STEP4	
023 IF I1.1	Условие наличия позиции поршня S1.1.
024 THEN RESET O1.0	Выключение электромагнита Y1, останов поршня.
025 SET O1.2	Включение электромагнита Y3, блокировка поршня.
026 SET T0	Включение таймера с выдержкой 4 сек.
027 STEP5	
028 IF N T0	Условие завершения работы таймера с выдержкой 4 с.
029 THEN RESET O1.2	Выключение электромагнита Y3, деблокировка поршня.
030 SET O1.0	Включение электромагнита Y1, прямой ход поршня.
031 STEP6	
032 IF I1.2	Условие наличия позиции поршня S1.2.
033 THEN RESET O1.0	Выключение электромагнита Y1, останов поршня.
034 SET O1.2	Включение электромагнита Y3, блокировка поршня.
035 SET T1	Включение таймера с выдержкой 6 сек.
036 STEP7	
037 IF N T1	Условие завершения работы таймера с выдержкой 6 с.
038 THEN RESET O1.2	Выключение электромагнита Y3, деблокировка поршня.
039 SET O1.1	Включение электромагнита Y2, обратный ход поршня.
040 STEP8	
041 IF I1.1	Условие возврата поршня в позицию S1.1.
042 THEN RESET O1.1	Выключение электромагнита Y2, останов поршня.
043 SET O1.2	Включение электромагнита Y3, блокировка поршня.
044 SET T2	Включение таймера с выдержкой 3 сек.
045 STEP9	

046 IF N T2	Условие завершения работы таймера с выдержкой 3 с.
047 THEN RESET O1.2	Выключение электромагнита Y3, деблокировка поршня.
048 SET O1.0	Включение электромагнита Y1, прямой ход поршня..
049 STEP10	
050 IF I1.3	Условие наличия конечной позиции поршня S1 3.
051 THEN RESET O1.0	Выключение электромагнита Y1, останов поршня.
052 SET O1.1	Включение электромагнита Y2, обратный ход поршня.
053 STEP11	
054 IF I1.0	Условие наличия исходной позиции поршня S1.0.
055 THEN RESET O1.1	Выключение электромагнита Y2, останов поршня.
056 SET O1.2	Включение электромагнита Y3, блокировка поршня.
057 JMP TO S3	Переход на STEP3. (Если сохранена команда «ПУСК»,
058 END	то происходит вход системы в цикл).

## Приложение 2

### Работа пневмопривода с гидравлическим позиционированием поршня в следящем режиме

В следящем режиме программируемый логический контроллер выполняет функцию цифрового компаратора, одновременно управляя электромагнитом Y3 гидравлического крана кольцевания гидроцилиндра позиционера (рис. 9).

000 PROGRAM SLEDIT 0.1 V0.3 *Комментарий к программе*

001 STEP1	
002 THEN SET O1.0	Включение электромагнита Y3, блокировка поршня.
003 STEP2	
004 THEN LOAD V0	Загрузка константы 0 в регистр R4 для сравнения
005 TO R4	с нулевым рассогласованием системы.
006 STEP3	
007 THEN CFM 60	Оцифровка аналогового управляющего сигнала
008 WITH V0	в АЦП1
009 LOAD FU32	Загрузка результата оцифровки управляющего
010 TO R1	сигнала в регистр R1.

011 STEP4	
012 THEN CFM 60	Оцифровка сигнала обратной связи по положению
013 WITH V1	поршня в АЦП2
014 LOAD FU32	Загрузка результата оцифровки сигнала обратной
015 TO R2	связи в регистр R2.
016 STEP5	
017 THEN LOAD R1	Работа дискриминатора: разница цифровых величин
018 – R2	управляющего сигнала и сигнала обратной связи
019 TO R3	сбрасывается в регистр R3.
020 STEP6	
021 IF R3	Условие наличия сигнала рассогласования отличного
022 < > R4	от нуля: содержимое регистра R3 не равно нулю.
023 THEN RESET O1.0	Выключение электромагнита Y3, деблокировка поршня.
024 OTHRW NOP	Нулевая операция при невыполнении условия < > R4.
025 STEP7	
026 THEN CFM 61	Преобразование цифровой величины рассогласования
027 WITH V0	(ошибки) в аналоговый сигнал для управления
028 WITH R3	электромагнитами Y1, Y2 гидравлического
029 STEP8	распределителя позиционера
030 THEN JMP TO S1	Вход программы в цикл, работа дискриминатора.
031 END	



## Electro-Pneumatic Control System with Hydraulically Positioning Actuator Motor

V.N. Pil'gunov<sup>1</sup>, K.D. Efremova<sup>1,\*</sup>

[\\*efremova.k.d@gmail.com](mailto:efremova.k.d@gmail.com)

<sup>1</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

---

**Keywords:** landing of the pneumatic cylinder piston, hydraulic positioner of pneumatic cylinder piston, servo pneumatic actuator, digital control of pneumatic actuator

---

A compressibility of the actuating fluid of a pneumatic drive (compressed air) leads to significant landing of the pneumatic cylinder piston at the time of stop and hold of the load, a constant component of which can fluctuate significantly for the holding period.

There are a lot of factors, which have a significant impact on the landing value of piston. Those are: an initial position of the piston at its stop, which determines the volume of the an active area of the piston, a value of the constant load component at the time of stop and its variation for the holding period, a transfer coefficient of the position component of the load, an active area of the pneumatic cylinder piston, as well as reduction in atmospheric pressure, which can significantly affect the operation of the control systems of small aircrafts flying at high altitudes.

To reduce the landing value of piston due to changing value of the constant load component for its holding period, it is proposed to use a hydraulic positioner, which comprises a hydraulic cylinder the rod of which is rigidly connected to the rod of the pneumatic cylinder through the traverse, a cross-feed valve of the hydro-cylinder cavities with discrete electromagnetic control, and adjustable chokes.

A programmable logic controller provides the hydraulic positioner control. At the moment the piston stops and the load is held the cross-feed valve overlaps the hydro-cylinder cavities thereby locking the pneumatic cylinder piston and preventing its landing. With available pneumatic cylinder-controlled signal the cross-feed valve connects the piston and rod cavities of the positioner hydro-cylinder, the pneumatic cylinder piston is released and becomes capable of moving.

A numerical estimate of landing of the pneumatic cylinder piston and its positioning quality is of essential interest. For this purpose, a technique to calculate the landing of piston has been developed taking into consideration that different factors, which determine operation conditions of the pneumatic cylinder, have the impact on it. Experimental investigation of piston landing was conducted using the pneumatic cylinder with piston and rod diameters of 32 and 16 mm, respectively, at operating pressure of 0.8 MPa. With a vertical arrangement of the pneumatic cylinder axis, the control weights of a dead-weight pressure-gauge tester created a constant compo-



ment of the load and its variation, and an indicator with resolution of 0.05 mm estimated a landing value. The article shows the calculated data of piston landing, which are in good compliance with the experimental results.

To substantially reduce the piston landing for the holding period of the load varying in value and sign was designed a hydraulic positioner of pneumatic cylinder piston, and its operation quality is studied on the physical layout of electro-pneumatic control system operating in the discrete and tracking modes.

For control system service, work programs of the programmable logic controller integrated in the control circuit of the hydraulic positioner in discrete mode, and, as a digital discriminator, in tracking mode are developed. In conclusion as a result of the research activities the article estimates the impact of factors on the quality of the load position at the time of its hold and notes a high efficiency of the hydraulic positioner of pneumatic cylinder piston both in discrete mode and in tracking one.

## References

1. Efremova K.D., Pil'gunov V.N. *Fizicheskie osnovy pnevmaticheskikh system* [Physical foundations of pneumatic systems]. Moscow: MSTU Publ., 2013. 48 p.
2. Pil'gunov V.N., Efremova K.D. A hydro-pneumatic suspension of the horizontally balanced loading platform. *Mashiny i ustanovki: proektirovanie, ustanovka i ekspluatatsiia* [Machines & Plants: Design & Exploiting], 2015, no. 5, pp. 13-32. DOI: [10.7463/aplts.0515.0821039](https://doi.org/10.7463/aplts.0515.0821039)
3. Nagornyj V.S., Denisov A.A. *Ustrojstva avtomatiki gidro- i pnevmosistem* [Automation of hydraulic and pneumatic systems]. Moscow: Vysshiaia shkola Publ., 1991. 365 p.
4. Goodwin G.C., Graebe S.F., Salgado M.E. *Control system design*. Upper Saddle River; L.: Prentice-Hall, 2001. 908 p. (Russ. ed.: Goodwin G.C., Graebe S.F., Salgado M.E. *Proektirovanie system upravleniia*. Moscow: BINOM. Laboratoriia znanij Publ., 2004. 911 p.).
5. Arzumanov Yu.L., Khalatov E.M., Chekmazov V.I., Chukanov K.P. *Osnovy postroeniia matematicheskikh modelej funktsionirovaniia ustroystv pnevmoavtomatiki* [The basics of building mathematical models of functioning of pneumatic devices]. Moscow: Spektr Publ., 2015. 130 p.
6. Efremova K.D., Pil'gunov V.N. An hydro-pneumatic suspension for a horizontal balance beam of the loading platform. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser.: Mashinostroenie* [Herald of the Bauman MSTU. Mechanical Engineering], 2014, no. 6, pp. 73-84.
7. Bashta T.M. *Gidroprivod i gidropnevmoavtomatika* [Hydraulic and hydro pneumatic automation]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1972. 320 p.
8. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. a.o. *Gidravlika , gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. 2nd ed. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 423 p.

9. Pil'gunov V.N., Efremova K.D. Copying actuator. *Inzhenernyj zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering J.: Science and Innovation], 2013, no. 4, p. 20. DOI: [10.18698/2308-6033-2013-4-686](https://doi.org/10.18698/2308-6033-2013-4-686)
10. Efremova K.D., Pil'gunov V.N. The witness actuator with digital control. *Inzhenernyj zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering J.: Science and Innovation], 2013, no. 4, p. 21. DOI: [10.18698/2308-6033-2013-4-687](https://doi.org/10.18698/2308-6033-2013-4-687)
11. Bauer W. *Hydropneumatische Federungssysteme*. B.; HdbI.; N.Y.: Springer, 2008. 218 p.
12. Moreau X., Nouillant C., Oustloup A. Global and local suspension controls applied to vehicle braking on roads // *2001 European Control Conference: ECC* (Porto, Portugal, 4-7 Sept. 2001): Proc. Piscataway: IEEE, 2001. Pp. 3642-3647.
13. Kotiev G.O., Sarach E.B. *Kompleksnoe podressorivanie vysokopodvizhnykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin* [Complex cushioning of highly mobile two-element caterpillar machines]. Moscow: MGTU Publ., 2010. 184 p.
14. Deprez K., Maertens K., Ramon H. Comfort improvement by passive and semi-active hydropneumatic suspension using global optimization technique // *American Control Conference 2002* (Anchorage, USA, May 8-10, 2002): Proc. Piscataway: IEEE, 2002. Vol. 2. Pp. 1497-1501.
15. Schumann A.R., Anderson R.J. Optimal control of an active anti roll suspension for an off-road utility vehicle using interconnected hydragas suspension units. *Vehicle System Dynamics*, 2002, Bd 37, suppl. 1, pp. 145-156. DOI: [10.1080/00423114.2002.1166228](https://doi.org/10.1080/00423114.2002.1166228)